

19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12 Offenlegungsschrift
11 DE 3437330 A1

51 Int. Cl. 4:
F02D 13/02
F 02 D 21/08

21 Aktenzeichen: P 34 37 330.6
22 Anmeldetag: 11. 10. 84
43 Offenlegungstag: 24. 4. 86

Verurteilung

DE 3437330 A1

71 Anmelder:

M.A.N. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG,
8500 Nürnberg, DE

72 Erfinder:

Pickel, Hans, 8500 Nürnberg, DE

56 Recherchenergebnisse nach § 43 Abs. 1 PatG:

DE-AS 19 43 220
DE-OS 34 01 362

54 Luftverdichtende, selbstzündende oder fremdgezündete Viertakt-Brennkraftmaschine mit direkter Kraftstoff-Einspritzung, Turboaufladung und lastabhängiger innerer Abgasrückführung

Die Erfindung bezieht sich auf eine luftverdichtende, selbstzündende oder fremdgezündete Viertakt-Brennkraftmaschine mit direkter Kraftstoff-Einspritzung, Turboaufladung und lastabhängiger, zumindest in bestimmten Betriebsbereichen durch Eingriff in die Gaswechseleinrichtung erfolgender Abgasrückführung. Damit bei einer derartigen Brennkraftmaschine einerseits durch die Abgasrückführung bei niedriger Belastung keine Schwächung der Luftdrallenergie (Ladungsdrallenergie) eintritt bzw. andererseits bei höherer Belastung eine erleichterte Zylinderspülung stattfinden kann, wird das Einlaßventil während des Auspufftaktes kurzzeitig geöffnet, wobei die Öffnung nicht früher als 30° KW nach Ladungswechsel-UT erfolgt und der Höchsthub zwischen 15 und 30% des maximalen Einlaßventilhubes liegt, und daß spätestens mit dem Schließen des Auslaßventils (kurz vor Ladungswechsel-OT) nur noch eine minimale Öffnung des Einlaßventiles vorliegt, die bis zum Beginn des Saughubes (kurz nach Ladungswechsel-OT) bestehen bleibt.

DE 3437330 A1

Nürnberg, 09. Oktober 1984

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Luftverdichtende, selbstzündende oder fremdgezündete Viertakt-Brennkraftmaschine mit direkter Kraftstoff-Einspritzung, Turboaufladung und lastabhängiger, zumindest in bestimmten Betriebsbereichen durch Eingriff in die Gaswechseleinrichtung erfolgreicher innerer Abgasrückführung, bei der die Gemischbildung im wesentlichen durch die schnelle, in einem Einlaßkanal erzeugte und in einem rotationskörperförmigen Brennraum erhaltene Drehbewegung der Frischladung geregelt wird, dadurch gekennzeichnet, daß das Einlaßventil (3) während des Auspufftaktes kurzzeitig geöffnet wird, wobei die Öffnung nicht früher als 30° KW nach Ladungswechsel - UT erfolgt und der Höchsthub zwischen 15 und 30 % des maximalen Einlaßventilhubes liegt, und daß spätestens mit dem Schließen des Auslaßventils (4) (kurz vor Ladungswechsel - OT) nur noch eine minimale Öffnung des Einlaßventils (3) vorliegt, die bis zum Beginn des Saughubes (kurz nach LW-OT) bestehen bleibt.
2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das bis zum Beginn des Saughubes minimal geöffnete Einlaßventil (3) nicht mehr als ein 1/10 des maximalen Einlaßventilhubes geöffnet ist.

3. Brennkraftmaschine nach den Ansprüchen 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerung des Einlaßventils (3) während des Auspufftaktes entweder voll elektronisch oder über einen an sich bekannten Vornocken am Einlaßnocken erfolgt.
4. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß - wie an sich bekannt - bei voll geöffnetem Einlaßventil (3) und einer mittleren axialen Kolbengeschwindigkeit von 10 m/sec die Luftgeschwindigkeit der rotierenden Verbrennungsluft im Zylinder (1) - bezogen auf den Meßdurchmesser (0,7-facher Zylinder-bzw. Kolbendurchmesser) - eine tangential Komponente von 30 bis 50 m/sec aufweist.

3

1104

üb-gr
M.A.N. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg
Aktiengesellschaft

3437330

Nürnberg, 09. Oktober 1984

Luftverdichtende, selbstzündende oder fremdgezündete Viertakt-Brennkraftmaschine mit direkter Kraftstoff-Einspritzung, Turboaufladung und lastabhängiger innerer Abgasrückführung.

Die Erfindung bezieht sich auf eine luftverdichtende, selbstzündende oder fremdgezündete Viertakt-Brennkraftmaschine mit direkter Kraftstoff-Einspritzung, Turboaufladung und lastabhängiger, zumindest in bestimmten Betriebsbereichen durch Eingriff in die Gaswechseleinrichtung erfolgender innerer Abgasrückführung, bei der die Gemischbildung im wesentlichen durch die schnelle, in einem Einlaßkanal erzeugte und in einem rotationskörperförmigen Brennraum erhaltene Drehbewegung der Frischladung geregelt wird.

Dieselmotoren haben eine qualitative Regelung. Sie haben keine Drosselung und daher einen hohen Volumenstrom. Es wird, bedingt durch die Schwierigkeit der Aufgabe, die Gemischbildung unmittelbar vor der Verbrennung in kürzester Zeit zu verwirklichen, in die Verbrennungskammern des Motors mehr Luft eingesaugt, als tatsächlich für die Verbrennung des in die Kammern eingespritzten Kraftstoffs notwendig ist. Allgemein ist der Anteil der angesaugten Luft um so größer, je geringer die Belastung des Motors ist. Zudem findet im Schwachlastbereich die Verbrennung im Brennraum schleppend und mit niedrigem Temperaturniveau statt. Deshalb sind gerade in dem Bereich die Abgase im Hinblick auf die unverbrannten Stoffe ungünstig; vor allem wird durch die

große Sauerstoffmenge die Bildung von Stickoxiden begünstigt. Dies ist besonders bei Motoren mit Direkteinspritzung der Fall.

Während der letzten Jahre ist es allgemein üblich geworden, bei aufgeladenen Brennkraftmaschinen einen Teil der Abgase zum Einlaß zurückzuführen, um die Emission von Schadstoffen (Stickoxiden und Kohlenwasserstoffen) zu verringern.

Die Abgasrückführung vermindert den Sauerstoffgehalt der Verbrennungsluft und damit den effektiven Luftüberschuß der Frischgase. Es wird also über die Sauerstoffkonzentration der Zylinderfüllung in die Reaktionskinetik der Verbrennung eingegriffen, wodurch der Verbrennungsablauf und die Abgaszusammensetzung beeinflußt werden.

Ein anderer, sehr wichtiger Aspekt der Abgasrückführung ist die Verringerung des Zündverzuges, worunter die Zeit vom Beginn der Einspritzung des Kraftstoffes bis zum Beginn der Verbrennung verstanden wird. Sie ist eine Folge der aus der höheren Frischgaseintrittstemperatur sich ergebenden höheren Verdichtungsendtemperatur. Neben anderen Vorteilen, z. B. der Verminderung der Zündgeräusche, resultiert aus der Verkleinerung des Zündverzuges eine Verbesserung der Verbrennung, was wiederum die Schadstoffemission herabsetzt.

Bei einem Abgas-Rückführungs-Steuersystem für Dieselmotoren ist es wünschenswert, daß die durch das Abgas ersetzte Luftmenge proportional zu der Luftmenge ist, die im Überschuß zum wirklichen Luftbedarf für die Verbrennung der eingespritzten Kraftstoffmenge vorhanden ist, so daß eine möglichst große Menge überschüssiger Luft aus dem die Motorzylinder versorgenden Luftstrom beseitigt wird, ohne daß eine unstetige Verbrennung des Kraftstoffes in den Zylindern hervorgerufen wird, wobei im gesamten Betriebsspektrum des Motors ein

maximaler Wirkungsgrad hinsichtlich der Unterdrückung der Stickoxid-Emission erreicht werden soll.

Die maximale Rückführmenge des Abgases wird in der unteren Teillast benötigt, da hier der höchste Luftüberschuß vorhanden ist. Im Vollastbereich dagegen würde eine starke Rückführung von Abgasen die erreichbare Leistung des Motors herabsetzen, da hier nur mehr eine geringe Überschußluftmenge vorliegt. Aus diesem Grunde ist es notwendig, die rückgeführte Abgasmenge so zu steuern, daß das Abgas-Rückführungsverhältnis bei ansteigender Belastung des Motors abfällt bzw. bei Vollast überhaupt kein Abgas mehr rückgeführt wird.

Man unterscheidet äußere und innere Abgasrückführung. Bei der äußeren Rückführung werden die Abgase vom Abgaskanal über Leitungen und Regeleinrichtungen in den Ansaugkanal geleitet. Dagegen läßt sich die innere Abgasrückführung in einfacherer Weise durch zweckentsprechende Eingriffe in die Gaswechseleinrichtung realisieren. Die innere Rückführung weist deshalb gegenüber der äußeren gewisse Vorteile auf; insbesondere bringt sie auch Vorteile hinsichtlich der Kohlenwasserstoff-Emission im niedrigen Lastbereich (bedingt durch das heißere Abgas). Nicht zuletzt wird auch der Kaltstart und der Warmlauf des Motors dadurch beschleunigt.

Die Eingriffe in die Gaswechseleinrichtung können bei der inneren Abgasrückführung in vielfältiger Weise geschehen (vergleiche DE-AS 12 22 735 und DE-PS 12 42 044), wobei unter anderem auch Doppelnocken zur Steuerung der Gaswechselventile zum Einsatz kommen können (vergleiche beispielsweise DE-AS 14 01 228, DE-OS 21 25 368, DE-OS 26 38 651, DE-OS 27 10 189, DE-PS 17 51 473).

Von den genannten Druckschriften hat lediglich die DE-PS 12 42 044 eine aufgeladene Brennkraftmaschine zum Inhalt.

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf eine derartige Brennkraftmaschine, wobei gemäß der eingangs beschriebenen Gattung eine innere Abgasrückführung vorliegt.

Es ist Aufgabe der Erfindung, eine derartige Brennkraftmaschine so zu verbessern, daß einerseits durch die Abgasrückführung bei niedriger Belastung keine Schwächung der Luftdrallenergie (Ladungsdrallenergie) eintritt, die die gewünschten Abgasverbesserungen wieder zunichte macht und daß andererseits bei höherer Belastung eine erleichterte Zylinderspülung erfolgt.

Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, daß das Einlaßventil während des Auspufftaktes kurzzeitig geöffnet wird, wobei die Öffnung nicht früher als 30° KW nach Ladungswechsel-UT erfolgt und der Höchsthub zwischen 15 und 30 % des maximalen Einlaßventilhubes liegt, und daß spätestens mit dem Schließen des Auslaßventils (kurz vor Ladungswechsel-OT) nur noch eine minimale Öffnung des Einlaßventils vorliegt, die bis zum Beginn des Saughubes (kurz nach LW-OT) bestehen bleibt.

Durch die kurzzeitige Voröffnung des Einlaßventils während des Auspufftaktes werden bei der gattungsgemäßen Brennkraftmaschine mit Direkteinspritzung sowie Turboaufladung gleichzeitig mehrere Verbesserungen erreicht. Es ergibt sich im niedrigen Lastbereich eine vorteilhafte innere Abgasrückführung, die im oberen Lastbereich automatisch durch die Druckverhältnisse Ladeluft/Abgas reduziert und dann ausgeschaltet wird. In der Regel ist bis zu einer ca. 30%igen Motorbelastung der Ladedruck niedriger als der Zylinderdruck; bei höherer Motorbelastung bis Vollast ist dagegen der Ladedruck höher. Dies bedeutet, daß in

diesen Lastbereichen dann Luft durch den Zylinder in den Auspuff strömt. Dadurch wird eine leichtere Spülung des Brennraumes (ausschließlich während des Auspufftaktes) sowie eine zusätzliche Kühlung des Kolbens und des Zylinderkopfes erreicht. Man kann auf die Spülung im OT-verzichten, wie sonst bei aufgeladenen Motoren üblich, um eine dürftige Spülung des Brennraumes zu gewährleisten und deshalb die Kolben ohne Ventiltaschen ausbilden. Durch das Nichtvorliegen der Ventiltaschen ergeben sich Vorteile in der Erhaltung der drehenden Luftbewegung im Brennraum sowie Gewinne in der Gestaltung des Drallkanals. Auch ist dadurch eine stärkere thermische Belastung des Kolbens möglich, da die Kerbwirkung der Ventiltaschen nicht vorliegt. Das (bei niedriger Belastung) in den Saugkanal zurückgeschobene Abgas wird während des Saugtaktes wieder angesaugt. Da die innere Abgasrückführung durch Öffnen des Einlaßventils während des Auspufftaktes erfolgt und nicht wie z. B. auch möglich durch Wiederöffnung des Auslaßventils während des Saughubes ergeben sich keinerlei Störungen (Verringerungen) der Luftdrallenergie. D. h. die Gasmasse, die durch den Drallkanal einer direkt einspritzenden Brennkraftmaschine strömt und die Luftdrallenergie im Zylinder (Brennraum) bestimmt, wird mit der Erhöhung der Abgasrückführrate nicht kleiner. Dabei hoher Motorbelastung keine Abgasrückführung erwünscht ist, sondern die Durchspülung des Brennraumes, fängt die Voröffnung des Einlaßventils erst bei ca. 30 bis 40° KW nach Ladungswechsel-UT an, wobei der Zylinderdruck schon voll abgebaut ist. Damit in den niedrigen Lastbereichen nicht zu viel Abgas rückgeführt wird (bzw. in den höheren Lastbereichen nicht zuviel Frischluft durch den Zylinder strömt), wird der Höchsthub des Einlaßventils während des Auspufftaktes auf 15 bis 30 % des maximalen Einlaßventilhubes beschränkt. Dieser Hub ist spätestens mit dem Schließen des Auslaßventils (kurz vor Ladungswechsel-OT) beendet, wobei dann aber bis zum

Beginn des Saughubes kurz nach Ladungswechsel-OT das Einlaßventil ganz minimal (nicht mehr als $1/10$ des maximalen Einlaßventilhubes) geöffnet bleibt. Dies bringt insofern Vorteile, daß dadurch keine Gasmassenstromunterbrechungen stattfinden.

Die Steuerung des Einlaßventils während des Auspufftaktes kann in vorteilhafter Weise entweder voll elektronisch oder über einen an sich bekannten Vornocken (am Einlaßnocken) erfolgen.

Wie an sich bekannt, weist die Luftgeschwindigkeit der rotierenden Verbrennungsluft - bezogen auf den Meßdurchmesser ($0,7$ -facher Zylinder bzw. Kolbendurchmesser) und maximalen Einlaßventilhub sowie 10 m/sec mittlerer Kolbengeschwindigkeit - eine tangential Komponente von 30 bis 50 m/sec auf.

Weitere Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachstehenden Beschreibung der Zeichnungen. Es zeigen:

Fig. 1 Schematisch einen Teilschnitt durch den Zylinderbereich sowie die Steuereinrichtung für eine Brennkraftmaschine der gattungsgemäßen Art,

Fig. 2 ein Erhebungsdiagramm (die Hubfunktion) für das Einlaßventil, aufgetragen über einem vollständigen Arbeitsspiel,

Fig. 3 ein Diagramm über die Festlegung des Einlaßventil-Öffnungswinkels während des Auspufftaktes und

Fig. 4 ein Beispiel für eine typische Ventilsteuerzeit (die Öffnungszeiten der Ventile über der Kurbelwinkelstellung).

Die Figur 1 zeigt schematisch den Zylinderbereich einer luftverdichtenden, selbstzündenden oder fremdgezündeten Viertakt-Brennkraftmaschine mit direkter Kraftstoffeinspritzung und Turboaufladung, wobei 1 das Zylinderrohr darstellt, in dem sich der Kolben 2 (mit Brennraum) befindet. Die Ventile (Einlaßventil 3 und Auslaßventil 4) dienen zur Steuerung der Brennkraftmaschine und werden von variablen Ventilsteuerungen angetrieben. Bei den Ventilsteuerungen handelt es sich um elektromechanische Wandler (5, 6 stellen Relais dar und bei 7, 8 handelt es sich um E-Magnete als Stellglieder). In einer Steuereinheit 9 sind Motorkennfelder für verschiedenen Betriebszustände in Form von Steuerzeiten für die Einlaßventile 3 und Auslaßventile 4 sowie die Kraftstoffeinspritzung und die Zündung gespeichert. Diese werden aufgrund des Steuereingangs 10 (Fahrpedal), der Drehzahlinformation 11 (Drehzahlsignalumformer) und noch zusätzlicher weiterer Parameter wie Motorbauteiltemperatur, Kühlwassertemperatur, Verbrennungslufttemperatur usw. abgerufen und den Ventilsteuerungen sowie der Einspritzdüse und Zündung zugeleitet. Die Steuereinheit 9 bestimmt dabei in Abhängigkeit von der Motorbelastung die Öffnungsdauer der Ventile 3, 4 in Gradkurbelwinkel, wobei, wie bereits angedeutet, die Motorbelastung vom Fahrer durch das Fahrpedal 10 bestimmt wird, welches die Einspritzmenge der Einspritzpumpe 12 regelt und der Steuereinheit 9 durch den Umformer 13 ein Signal zukommen läßt. Eine drehzahlabhängige Korrektur wird, wie bereits erwähnt, in Abhängigkeit von der Drehzahl durch den Signalumformer 11 der Steuereinheit 9 übermittelt.

Gemäß der Erfindung wird das Einlaßventil 3 während der Öffnungszeit des Auslaßventils 4 (also während des Auspufftaktes) kurzzeitig in Abhängigkeit von der Motorbelastung geöffnet. Je kleiner die Motorbelastung, desto-

länger dauert die Öffnungszeit des Einlaßventils 3 während der Ausschubphase. Damit wird folgendes erreicht:

1. Bei niedriger Last:

Eine von der Motorbelastung abhängige Abgasmenge wird in den Saugkanal 14 während der Ausschubphase hinausgeschoben (Abgasgegendruck ist höher als der Ladeluftdruck). Diese Abgasmenge wird in der darauffolgenden Ansaugphase wieder angesaugt. Die Ladung im Zylinder besteht dann aus einem Gemisch Luft/Abgas und enthält nur den tatsächlich von der Motorbelastung benötigten Sauerstoff. Da der Gesamtvolumenstrom durch den Einlaßkanal während der Einlaßphase erhalten bleibt, ergibt sich keine Schwächung der für Direkteinspritzmotoren für die Gemischbildung notwendigen hohen Drallenergie. Durch den bei kleiner Motorbelastung geringeren Volumenstrom durch den Auslaßkanal 15 (während der Ausschubphase) ist die Gaswechselarbeit geringer, da die Druckverluste im Auspuffsystem geringer sind. Entsprechend geringer ist die benötigte Frischluftmenge und deshalb die Belastung des Luftfilters. Da die Ladung im Zylinder in der Schwachlast am Ende des Saughubes aus Frischluft und Abgas besteht, ergibt sich die Wirkung einer heißen Abgasrückführung. Dadurch wird die Abgasemission in der Schwachlast aus zwei Gründen geringer:

- a) Die Konzentration mancher Schadstoffe ist in dem teilweise mit heißem Abgas gefüllten Brennraum geringer. Insbesondere die Stickoxide werden während der Verbrennung unterdrückt, da der Sauerstoffgehalt der Ladung geringer ist. Durch die wärmere Ladung beim kalten Motor und in der Schwachlast wird auch die Konzentration der Unverbrannten (Kohlenwasserstoffe) geringer gehalten.

- b) Die Volumenemission wird geringer, denn das Abgas

bleibt zum Teil im Motor.

c) der Zündverzug wird geringer.

2. Bei höherer Last (etwa ab einer ca. 40%igen Motorbelastung):

Hier ergibt sich aufgrund der umgekehrten Druckverhältnisse (der Ladeluftdruck ist nun höher als der Auspuffgegendruck) kein Rückfluß der Abgase mehr in den Saugkanal, sondern es erfolgt ein Einströmen von Frischluft in den Zylinder. Somit ergibt sich eine intensive Spülung des Zylinders bereits während des Auspufftaktes. Dadurch kann auf die übliche Spülung des Zylinders während der Ventilüberschneidung (Gaswechsel-OT) verzichtet werden, die den Nachteil der Ventiltaschen im Kolben hat. Für Direkteinspritzmotoren ist dies besonders vorteilhaft, denn die Ventiltaschen verschlechtern die Erhaltung der Luftdrallenergie bis zum Zünd. OT.

Damit bei höherer Belastung aufgrund des hohen Zylinderdruckes nicht trotzdem Abgas rückgeführt wird, hängt die Voröffnung des Einlaßventils 3 erst bei ca. 30 bis 40° KW nach Ladungswechsel-UT an, da zu diesem Zeitpunkt der Zylinderdruck schon voll abgebaut ist.

Der Höchsthub des Einlaßventils 3 während des Auspufftaktes wird auf 15 bis 30 % des maximalen Einlaßventilhubes beschränkt. Dadurch ergibt sich einerseits keine zu starke Abgasrückführung (in den niedrigen Lastbereichen) und andererseits keine zu starke Spülung (in den höheren Lastbereichen). Die Voröffnung des Einlaßventils 3 ist spätestens mit dem Schließen des Auslaßventils (kurz vor Ladungswechsel-OT) beendet; das Einlaßventil 3 bleibt aber dann bis zum Beginn des Saughubes (kurz nach Ladungswechsel-OT) ganz minimal geöffnet (im Höchstfall 1/10 des maximalen Einlaßventilhubes). Dadurch ergeben sich keine Strömungsunterbrechungen.

In der Figur 2 ist die Hubfunktion des Einlaßventils 3 über einem vollständigen Arbeitsspiel aufgetragen (bezogen auf eine bestimmte Motorbelastung bzw. Drehzahl). Die doppelte Öffnung des Einlaßventils kann dabei entweder voll elektronisch ablaufen (vergleiche Figur 1) oder kann in einfacherer Weise durch die Anbringung einer zusätzlichen Erhebung (Vornocken) am Einlaßnocken verwirklicht werden. Die Öffnungsdauer, besser gesagt der Öffnungswinkel (in Phase und Dauer) ist durch γ gekennzeichnet. Dabei ist auch ersichtlich, daß der Öffnungswinkel erst ab 1 mm Ventilhub gerechnet wird.

Die Figur 3 geht etwas näher auf die Festlegung des Einlaßventil-Öffnungswinkel bei aufgeladenen Motoren ein. Im dort gezeigten Diagramm ist dem Brennkraftmaschinen-Mittel-
druck in % (auf der Abszisse) die Kurbelwinkelstellung (auf der Ordinate) gegenübergestellt. Im oberen und unteren Bereich des Diagramms liegt jeweils ein doppelt gestricheltes Band vor; wobei das obere Band sich auf den Öffnungsbereich und das untere Band sich auf den Schließbereich des Einlaßventils bezieht. Diese Bänder deuten auf die Unterschiede hin, die zur Optimierung von verschiedenen Laderauslegungen bzw. Motordrehzahlen dienen sollen. Im gezeigten Beispiel erstreckt sich der Öffnungswinkel maximal von 150° KW vor OT bis 30° KW vor OT und minimal von 120° KW vor OT bis 60° KW vor OT. Das doppelt gestrichelte Band von 150° KW vor OT bis 120° KW vor OT bezieht sich auf den Öffnungsbereich und das doppelt gestrichelte Band von 60° KW vor OT bis 30° KW vor OT auf den Schließbereich des Einlaßventils 3.

Ein Beispiel für eine typische Ventilsteuerzeit (bei einem Motor mit einer Nenndrehzahl von 3000 1/min) ergibt sich aus der Figur 4, aus der die Öffnungszeiten (auch hier sind die Steuerzeiten bei 1mm Ventilhub wiedergegeben) von Einlaß-

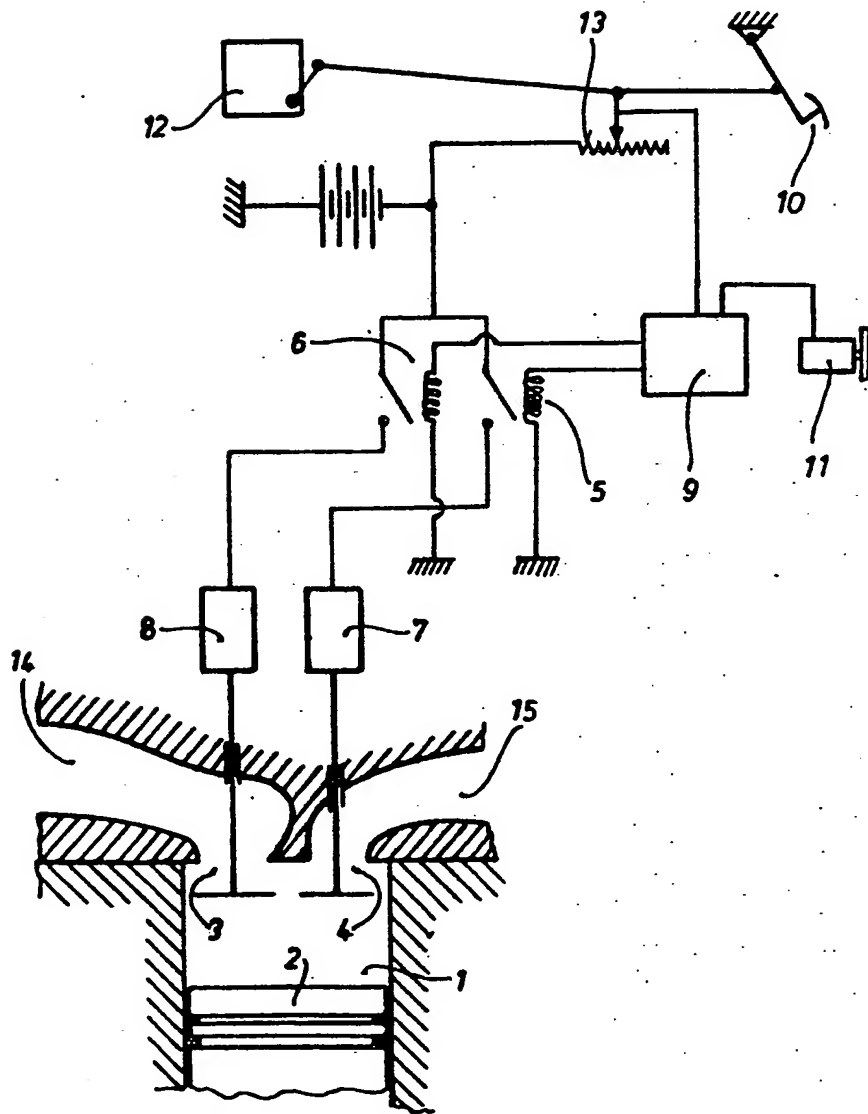
(3) und Auslaßventil (4) über der Kurbelwinkelstellung ersichtlich sind. 40° KW nach LW-UT oder anders ausgedrückt 140° KW vor LW-OT, wobei LW-UT Ladungswechsel unterer Totpunkt und LW-OT Ladungswechsel oberer Totpunkt bedeuten, beginnt während der Auspuffphase das Einlaßventil zu öffnen (Eö). Der Öffnungszeitpunkt Aö des Auslaßventils liegt bei 40° KW vor LW-UT, der Schließzeitpunkt As bei 10° KW vor LW-OT. Das Einlaßventil schließt (Es) bereits wieder bei 40° KW vor LW-OT. Es liegt somit während der Öffnungsdauer des Auslaßventils (210° KW) eine Überschneidung von 100° KW Öffnungsdauer des Einlaßventils vor. Im Ansaugtakt öffnet dann das Einlaßventil (Eö) ganz normal bei etwa 10° KW nach LW-OT; der Schließzeitpunkt (Es) liegt bei 20° KW nach LW-UT (gesamte Öffnungsdauer des Einlaßventils 190° KW). Das Auslaßventil bleibt während dieser Zeit immer geschlossen.

Die Steuerung der Ventilöffnungen 3 und 4 wird in Motoren, denen hydraulische oder pneumatische Kraft zur Verfügung steht, mit entsprechenden elektrisch gesteuerten Ventilen und hydraulischen bzw. pneumatischen Stellgliedern betätigt.

Abschließend sei erwähnt, daß es bei der vorliegenden Erfindung unter Umständen auch sinnvoll ist, insbesondere während des Kaltstarts und der Warmlaufphase, ein zusätzliches im Auspuffsystem eingebautes einstellbares Ventil oder/und ein zusätzliches im Einlaßsystem eingebautes einstellbares Ventil vorzusehen, um somit die gelieferte Abgasmenge zu erhöhen (Erhöhung des Auspuffgedruckes). Durch eine derartige Drosselung im Auspuff und/oder Ansaugsystem ergibt sich nebenbei die an sich bekannte Druckwellenwirkung, durch welche die Abgasrückführung bzw. Spülung intensiviert werden kann.

Fig.1

3437330



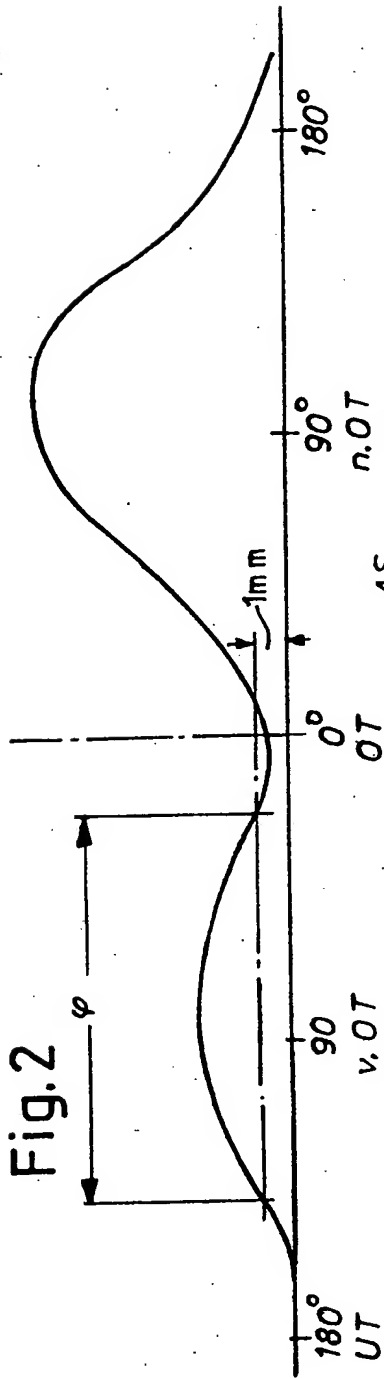


Fig. 4

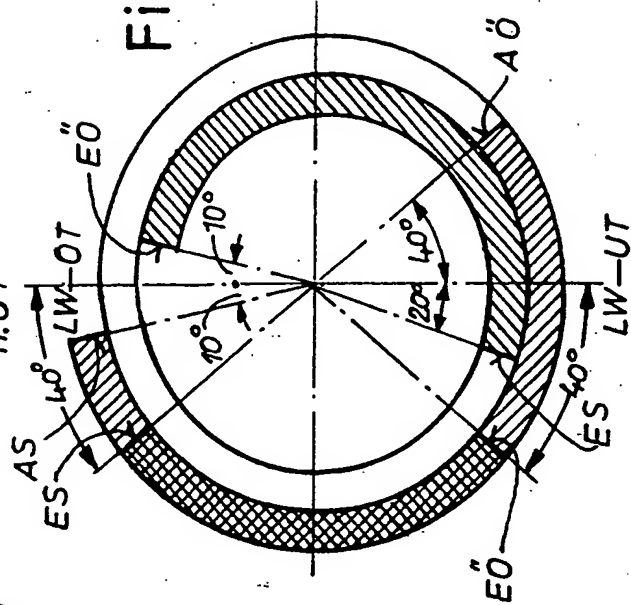


Fig. 3

